МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 625.7/8 DOI 10.12737/19694

Оценка динамической устойчивости в мониторинговой системе управления технико-экономической эффективностью дорожных машин[*]

К. П. Мандровский[1**]

[1]Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет, г. Москва, Российская Федерация

Evaluation of dynamic stability in monitoring control system by the road machines technical-and-economic efficiency[***]

K. P. Mandrovskiy[1**]

[1]Moscow Automobile and Road Construction University, Moscow, Russian Federation

Целью данного исследования является рассмотрение предпосылок к сокращению времени транспортных перемещений дорожно-строительных машин. На основе полученных сведений могут быть сформированы соответствующие рекомендации, используемые в мониторинговой системе управления эффективностью и техническом аудите. Отмечены недостатки существующих мониторинговых систем. Показано, что их применение для повышения технико-экономической эффективности дорожных машин не позволяет достичь контролируемых результатов. Технико-экономический эффект целесообразно оценивать по критерию себестоимости единицы продукции с учетом затрат на владение. Для расчета такого критерия необходима исходная информация, которую можно получить путем мониторинга. При минимуме критерия имеет место ограничение по времени выполнения и по качеству работы. Рассмотрена возможность реализации ограничения по времени выполнения работы, которое во многом зависит от времени транспортных операций машин. Транспортные операции, в свою очередь, определяются уровнем устойчивости. Поэтому для разработки рекомендаций по сокращению времени транспортных операций необходима оценка устойчивости с помощью специальных расчетов формул. Рассмотрены разные варианты расчета, выбран вариант составления дифференциальных уравнений раскачивания. Отмечено, что лучше всего рабочий процесс описывается грузовыми диаграммами, поэтому именно их необходимо строить на базе дифференциальных уравнений. Рассмотрен пример построения грузовых диаграмм для ковшевого фронтального погрузчика. Дано описание использования грузовых диаграмм для составления рекомендаций по сокращению времени транспортных перемещений.

Ключевые слова: система мониторинга, эффективность, устойчивость, время транспортного перемещения, технический аудит, критерий эффективности.

The study objective is to review the prerequisites for reducing the time of transport movements of the road-building machinery. On the basis of the information received, the corresponding recommendations used in the performance control system and technical audit can be elaborated. Shortcomings of the existing monitoring systems are marked. It is shown that their application to improve the technical-and-economic efficiency of the road vehicles does not allow achieving the controlled results. The technical-and-economic effect should be assessed by the unit cost criterion taking into account the cost for ownership. To calculate such a criterion, it is necessary to have the source information that can be obtained by monitoring. At a minimum criterion, there are work performance and operating quality time limits. The possibility of implementing restrictions on the time performance which largely depends on the machine transportation operations time is considered. Transport operations, in turn, are determined by the stability level, so to elaborate recommendations on reducing the transport operations time it is necessary to evaluate the stability by special calculating formulas. Various options for calculating are considered, the option of differential rocking equations is selected. It is noted that the working process is better described by the loading workflow diagrams, so they should be built on the basis of differential equations. An example of the loading diagram construction for a front loader is given. The application of loading diagrams to elaborate recommendations on reducing the transport operations time is shown.

Keywords: monitoring system, efficiency, sustainability, moving time, technical audit, efficiency criterion.

---

[*]Работа выполнена в рамках инициативной НИР.
[**]E-mail: effectmash@mail.ru
[***]The research is done within the frame of the independent R&D.

Введение. Анализ существующих систем мониторинга эффективности дорожных машин выявил факт регистрации технических показателей без учета экономических данных [1]. Нет сведений о наличии аналитического центра, в котором могли бы производиться расчеты по специализированным методикам. Таким образом, существующие мониторинговые системы не обладают функционалом количественной оценки технико-экономической эффективности, что препятствует оценке вводимых мероприятий. В частности, невозможно оценить чувствительность систем машин по показателям экономии денежных средств к вводимым управляющим воздействиям.

Для заданных условий эксплуатации наилучшей будет машина, при помощи которой можно выполнить задачу с наименьшими затратами (показатель 1) за приемлемые сроки (показатель 2) при приемлемом качестве (показатель 3). Каждый из трех перечисленных показателей можно использовать в качестве критерия. Однако недостаточность исходной информации создает известные проблемы при использовании этого критерия. Поэтому величину затрат целесообразно оценивать в соизмерении с работой при помощи удельной величины — себестоимости единицы продукции с учетом затрат на владение (СЕПВ). Такой подход позволяет использовать результаты оценки при выполнении технического аудита в качестве инструмента для выявления направлений развития эксплуатационного предприятия или производства (см., например, [2–5]).

Все три показателя не могут одновременно достичь экстремума, поэтому часть из них целесообразно ограничить. Из перечисленных трех показателей только один (СЕПВ) позволяет оценивать прибыль — наиболее значимый фактор при определении эффективности. Соответственно, в качестве целевой функции целесообразно выбрать минимизацию СЕПВ.

Итак, при мониторинге технико-экономической эффективности дорожных машин будут учитываться в качестве основных:

— целевая функция — минимум СЕПВ,
— ограничение — показатель (параметр) времени выполнения работы,
— ограничение — показатель (параметр) качества работы.

Исследовательская часть. Рассмотрим, как можно реализовать ограничение по времени выполнения работы, оказывающее прямое влияние на производительность машины. При этом время выполнения работы во многом зависит от времени транспортных операций машин. Рекомендации о коррекции времени транспортных перемещений формируются с учетом оценки устойчивости машин, для чего используются расчетные зависимости, составляемые на базе расчетных схем.

Перемещение дорожных машин при выполнении рабочих операций приводит к изменению нагрузок на опорные конструкции, что обусловлено перераспределением статических сил и возникновением динамических нагрузок.

Нулевое значение нагрузки на опорной конструкции способствует раскачиванию машины вокруг оси, называемой ребром опрокидывания. При раскачивании возникает опасность «перехода» равнодействующей сил тяжести за ребро опрокидывания. В данном случае опрокидывание неизбежно, даже если действие динамических сил прекращается. Для предупреждения подобных ситуаций необходимы расчеты на устойчивость.

Существуют различные методы определения коэффициента устойчивости. Как правило, при расчетах принимаются во внимание нагрузки от сил тяжести и динамические силы (с помощью коэффициента запаса). Таким образом, можно оценить устойчивость машины на базе диагностических показателей — коэффициентов устойчивости, не предусматривающих возможность учета закона раскачивания.

В последние десятилетия появились компьютерные приложения, позволяющие оценить динамическую устойчивость. Для этого составляется графическая модель и описывающие ее поведение алгебраические и дифференциальные уравнения [6, 7]. Однако они не могут быть интегрированы в аналитический центр мониторинговой системы управления эффективностью без специальных изменений.

В научных работах по исследованию динамики машин и механизмов [8–10] не рассматриваются задачи оценки устойчивости. В работах [11–13] рассмотрены вопросы оценки и повышения устойчивости машин, но их методики направлены на конкретный вид машины, что сужает область использования.

Таким образом, можно обоснованно утверждать, что существует потребность в создании математических моделей, пригодных для введения в программное обеспечение аналитического центра управления эффективностью техники.

Сложность и детализация расчета при моделировании динамики движений элементов рабочего оборудования машин в процессе потери устойчивости зависят от условий исследования [14]:

— с определением законов движений всех подвижных элементов (звеньев) рассматриваемой расчетной схемы;
— с определением закона движения только опорно-ходового устройства.

В первом случае необходимо составление и решение дифференциального уравнения. Очевидно, что с увеличением числа дифференциальных уравнений возрастает сложность математической модели. Таким образом, второе направление представляется значительно более простым в реализации. В данном случае необходимо задать законы

движения по степеням свободы схемы, для которых дифференциальное уравнение не составляется. Однако в общем случае закон движения не известен, задать его можно только укрупненно — соответственно, результаты такого анализа будут менее точными и дадут меньше информации.

Итак, при определении законов движений всех элементов необходимо составить систему дифференциальных уравнений и обеспечить ее решение. Для описания движений машины в одной плоскости нужно составить многозвенный механизм (рис. 1).

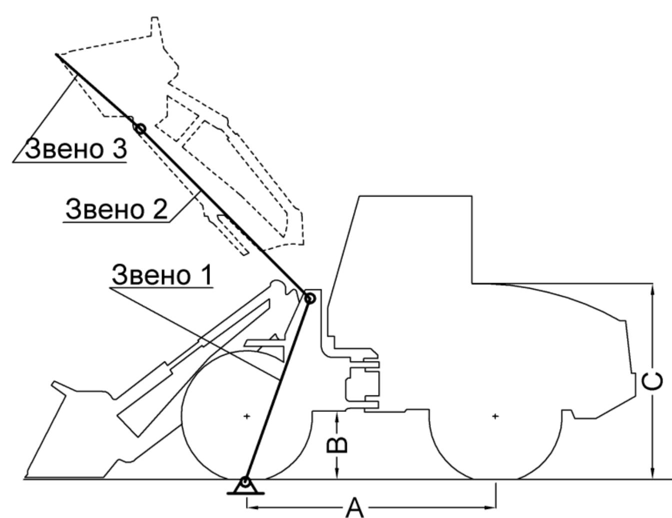


Рис. 1. Схема пневмоколесного фронтального погрузчика с ковшевым рабочим оборудованием

В общем случае схема может состоять из произвольного количества звеньев. Если начать нумерацию звеньев моделирующей схемы (многозвенника) с опорно-ходового устройства, то последнее будет носить номер звена 1 (рис. 1). Соответственно, звенья 2, 3, 4 и т. д. будут моделировать рабочее оборудование. Иными словами, если говорить о фронтальном погрузчике, то звеном 2 будет конструкция подъема ковша, звеном 3 — сам ковш. Звено 1 начинает поворот только при потере устойчивости — раскачивании. У некоторых машин звенья рабочего оборудования (например, рукоять экскаватора-погрузчика) имеют переменную длину.

Звенья можно принять недеформируемыми, поскольку деформируемость не оказывает влияния на устойчивость. Для использования существующих формул необходимо обозначить центры тяжести звеньев и координаты шарниров (рис. 2).

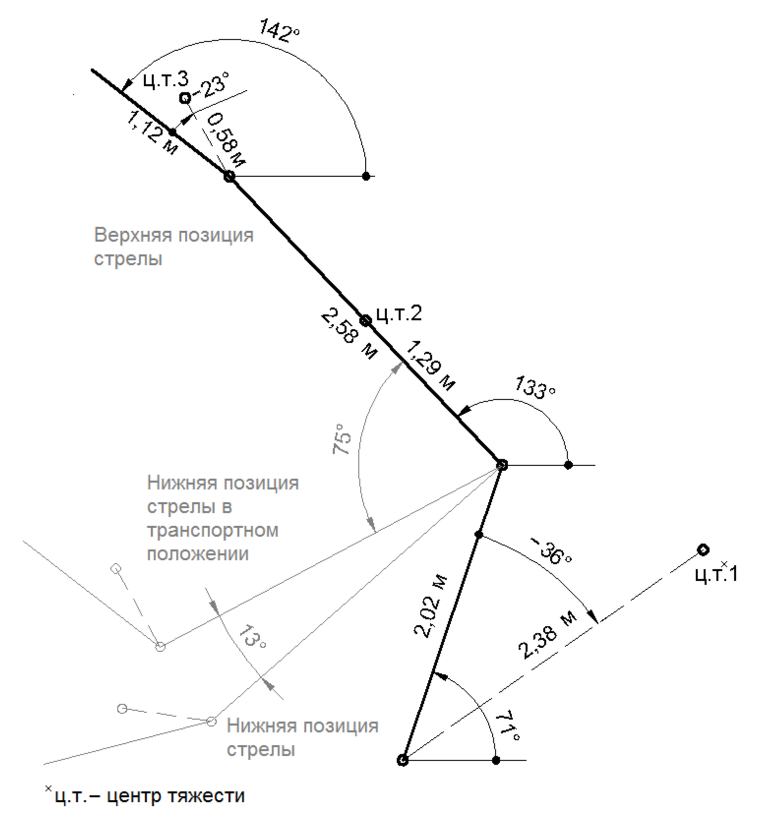


Рис. 2. Параметры моделирующего многозвенника

В общем случае при составлении динамической расчетной схемы можно предусмотреть возможность изменения длины звена и угловой позиции между последующим и предыдущим звеном. Изменение длины звена происходит с небольшими скоростями и не должно оказывать существенного влияния на устойчивость, поэтому данный фактор можно не вводить в схему. Целесообразно обеспечить возможность поступательного движения всей схемы целиком, моделирующего перемещение шасси. Для упрощения расчетной схемы закон движения можно задать, не составляя дифференциальное уравнение.

Наихудшей рабочей ситуацией является опрокидывание машины. Для расчетной схемы соответствующие условия можно назвать расчетными случаями. Например, для схемы экскаватора таким расчетным случаем будет единовременное торможение стрелы, рукояти и ковша при движении вниз.

Оператор выбирает момент торможения таким образом, чтобы остановка рабочего оборудования произошла по прохождении некоторого пути. Путь характеризуется углом поворота звена и преодолевается за время, которое удобно использовать в качестве характеристики торможения при составлении расчетной схемы. Иными словами, если в реальности оператор контролирует путь торможения, то в расчетной схеме для упрощения зависимостей момент торможения задается в виде конкретной численной величины.

Плечо действия силы от гидроцилиндра относительно оси шарнира в процессе изменения угловой позиции шарнира переменно, поэтому даже при постоянном усилии на гидроцилиндре момент будет меняться в зависимости от угловой позиции. Если пренебречь этим фактом, то момент торможения можно принять постоянным.

На основании изложенного процесс торможения будет характеризоваться постоянной величиной момента торможения, действующего на протяжении некоторого времени торможения. Причем момент торможения является исходной информацией, а время торможения — результатом расчета. При остановке звена его неподвижность обеспечивается соответствующим моментом. Момент торможения конкретных величин прикладывается во всех шарнирах, где присутствуют гидроцилиндры, поэтому в расчетной схеме в общем случае действуют несколько тормозных моментов на протяжении соответствующих отрезков времени.

Опрокидывание можно считать неизбежным, если раскачивание звена 1 (опорно-ходовое устройство) не меняет направления по окончании действия сил инерции. В расчетной схеме действие сил инерции оканчивается с завершением действия последнего из моментов торможения. Если после этого звено 1 меняет направление вращения, то линия действия равнодействующей сил тяжести еще не перешла оси раскачивания и произойдет возврат в исходную позицию. Для решения задачи следует получить зависимость угловых координат всех шарниров схемы от времени, для чего необходимо иметь данные о балансе сил.

На звено схемы действуют [14]:

— силы инерции: центробежные, касательные и Кориолисовы — от собственного поворота звена и от поворота предшествующих звеньев;

— силы тяжести;

— моменты торможения.

Центробежная сила присутствует всегда при наличии вращения и не меняет направления относительно его радиуса. Касательная сила инерции перпендикулярна радиусу вращения, присутствует только при ускоренном/замедленном вращении и может менять направление относительно радиуса. Сила Кориолиса присутствует при вращении в случае изменения длины радиуса вращения и может менять направление относительно радиуса. При сравнительно небольших угловых скоростях (именно такие характерны для рабочего оборудования дорожных машин) силы Кориолиса не достигают больших величин, поэтому их влияние в данном случае не учитывается.

Итак, описанная выше расчетная схема предполагает составление математических моделей и учет законов движения в шарнирах. Она реализуется в несколько этапов. Для каждого из звеньев определяются:

— численные значения моментов — отдельно для каждой действующей силы;

— направления действия моментов для каждой силы;

— действующие суммарные моменты;

— угловые ускорения, угловые скорости и угловые координаты.

В процессе реализации этих этапов получены математические модели произвольной плоской многозвенной схемы, позволяющей производить оценку устойчивости машин с рабочим оборудованием манипуляторного типа при наличии рабочих движений в одной плоскости [14–15].

В качестве примера реализации описанной расчетной схемы и математических моделей рассмотрим устойчивость фронтального ковшевого погрузчика массой 7770 кг с характеристиками: A = 2,6 м, B = 0,62 м, C = 2,08 м (рис. 1) [15]

В проспекте отсутствуют данные о позициях центров тяжести и массах отдельных элементов. Принятые в связи с этим допущения делают расчетную схему соответствующей оригиналу лишь с некоторой степенью точности.

— Центр тяжести базового шасси расположен на расстоянии 0,75A от оси переднего колеса по горизонтали и на расстоянии (B + C) / 2 по вертикали. Здесь A — колесная база, B — дорожный просвет, C — высота по капоту (рис. 1).

— Центр тяжести стрелы находится на половине расстояния от оси вращения стрелы до оси вращения ковша.

— Масса рабочего оборудования (стрела и ковш) составляет 15 % от общей массы машины.

На основании допущений масса машины без рабочего оборудования равна 85 % от общей массы. Масса рабочего оборудования (стрелы и захвата) равна 15 % от общей массы. В таком случае для погрузчика:
— масса машины без рабочего оборудования (звено 1, рис. 1, 2) составит 7770 · 0,85 = 6604,5 кг;
— масса рабочего оборудования (звено 2) составит 7770 · 0,15 = 1165,5 кг.

Ковш при вращении стрелы занимает горизонтальную позицию, т. е. может вращаться относительно стрелы, составляя тем самым отдельное звено. В данном случае имеет место 3-звенная схема (рис. 1), состоящая из шасси (звено 1), стрелы (звено 2) и ковша (звено 3). Характеристики данной схемы представлены на рис. 2.

С позиции благоприятности условий для опрокидывания можно выделить следующие расчетные случаи (табл. 1):
1) машина неподвижна, стрела с грузом опускается и затормаживается;
2) машина замедляется, стрела с грузом опускается и затормаживается;
3) машина разгоняется, стрела с грузом опускается и затормаживается.

Таблица 1

Характеристики расчетной схемы к построению грузовых диаграмм для трех расчетных случаев

№ строки	Учитываемые факторы	№ расчетного случая		
		1	2	3
	Длина звена (м)			
1	1	2,02		
2	2	2,58		
3	3	1,12		
	Начальная угловая координата звена (град)			
4	1	71		
5	2	133		
6	3	142		
	Радиус центра тяжести звена (м)			
7	1	2,38		
8	2	1,29		
9	3	0,58		
	Угловая координата центра тяжести звена (град)			
10	1	–36		
11	2	0		
12	3	–23		
	Масса звена (кг)			
13	1	6604,5		
14	2	1165,5		
15	3	Искомая величина		
	Начальный момент торможения на звене (Н·м)			
16	1	–	–	–
17	2	208121,5		
	Начальная угловая скорость звена (рад/сек)			
18	1	0		
19	2	0,2		
20	Угол уклона (град)	0		
21	Ускорение поступательного движения (м/сек^2)	0	2	–2
22	Продолжительность действия ускорения (сек)	0	0,5	0,5

Третий расчетный случай не так опасен, как второй, введен только для возможности подтверждения адекватности используемой расчетной схемы и математических моделей.

Момент торможения на стреле принят таким (строка 17 табл. 1), чтобы дать остановку за время, меньшее 1 секунды.

Одним из наилучших вариантов описания возможностей прямого функционального назначения для рассматриваемого типа машин является грузовая диаграмма (рис. 3). Рабочее оборудование не имеет возможности удлинения, поэтому грузовая диаграмма представлена одной кривой, каждой угловой позиции стрелы в зависимости от расчетного случая соответствует своя грузоподъемность.

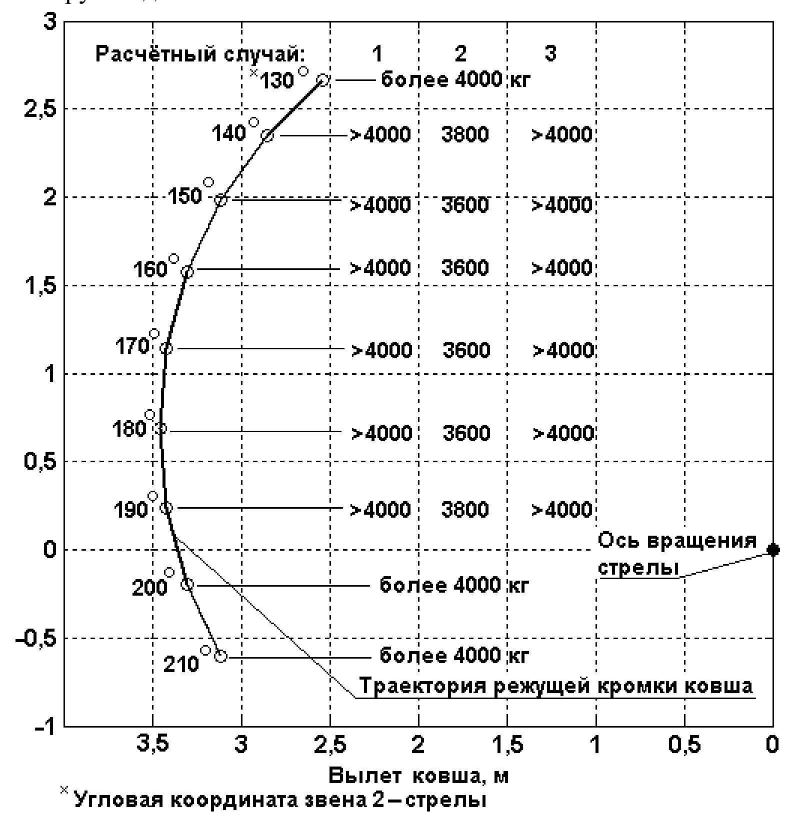


Рис. 3. Грузовая диаграмма ковшевого погрузчика для расчетных случаев 1–3

Максимальная грузоподъемность рассматриваемой машины принята равной 4000 кг. Как видно из диаграммы, максимальная грузоподъемность для рассматриваемых случаев определяется не устойчивостью, а, скорее, прочностными возможностями рабочего оборудования. Только для расчетного случая 2 (замедленное движение шасси) максимальная грузоподъемность меньше 4000 кг.

Процессы торможения протекают в короткие отрезки времени (менее 1 сек), что зависит от момента торможения на стреле (строка 17 табл. 1) и определено продолжительностью действия ускорения поступательного движения (строка 22 табл. 1). Именно для этих мгновений справедливы грузовые диаграммы на рис. 3. В остальное время грузоподъемность из условий устойчивости будет только выше.

Обсуждение и результаты. Результаты расчетов позволяют выявить предельные ускорения движения стрелы и шасси. Таким образом, можно определить предельные кинематические характеристики движения рабочих органов машины с учетом принципиальной возможности выполнения поставленной задачи из условий устойчивости и прочности рабочего оборудования. Далее необходимо на базе предельных кинематических характеристик движения назначить величины повышения аналогичных характеристик для остальных элементов рабочего цикла, занимающих большую часть времени работы машины. Такое повышение возможно в рамках систем автоматизированного управления, что определяет их актуальность, т. к. деятельность оператора не влияет на соответствующие показатели.

Информацию о возможности повышения кинематических характеристик следует передать по каналу обратной связи мониторинговой системы управления эффективностью.

Выводы.

1. В качестве критерия эффективности в мониторинговой системе можно использовать себестоимость единицы продукции с учетом затрат на владение с ограничениями по показателю (параметру) времени выполнения работ и показателю (параметру) качества работы.

2. Для машин с оборудованием манипуляторного типа время выполнения работы во многом зависит от кинематических характеристик транспортных операций, ограниченных устойчивостью против опрокидывания.

3. Для оценки устойчивости нужны математические модели, составляемые на базе расчетных схем с определением: законов движений всех подвижных элементов (звеньев) рассматриваемой расчетной схемы и закона движения только для опорно-ходового устройства.

4. Из результатов расчетов для режимов торможения при совершении транспортных операций выявляются предельные ускорения движения оборудования и шасси, на базе которых можно назначить величины повышения кинематических характеристик для остальных элементов транспортных операций.

5. Информацию о возможности повышения кинематических характеристик (в системе автоматизированного управления рабочим оборудованием машин) необходимо передать по каналу обратной связи мониторинговой системы управления эффективностью.

Библиографический список

1. Мандровский, К. П. Системы мониторинга дорожно-строительных, транспортных машин и дорожных покрытий / К. П. Мандровский // Интерстроймех-2015 : мат-лы междунар. науч.-техн. конф. — Казань, 2015. — С. 310–315.
2. Hiwase, P.-D. The Role of Technical Audit in Environmental Impact Assessment / P.-D. Hiwase, N.-S. Raman, H.-V. Hajare // International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology. — 2013. — Vol. 2 (3). — P. 664–669.
3. Srivastava S. B. Technical Audit — A Throughfare of System Perfection / S. B. Srivastava // International Journal of Scientific & Engineering Research. — 2012. — Vol. 3 (1). — P. 98–110.
4. Вокина, Е. Б. Основы промышленного и технического аудита / Е. Б. Вокина // Вестник транспорта Поволжья. — 2011. — № 5 (29). — С. 21–27.
5. Палкин, С. В. Технический аудит в системе менеджмента / С. В. Палкин // Железнодорожный транспорт. — 2009. — № 4. — С. 38–42.
6. EULER. Программный комплекс автоматизированного динамического анализа многокомпонентных механических систем [Электронный ресурс] / ЗАО «Автомеханика». — Режим доступа: http://www.euler.ru/ (дата обращения: 28.07.15).
7. Simulink. Графическая среда имитационного моделирования [Электронный ресурс] / Softline. — Режим доступа: http://matlab.ru/products/simulink (дата обращения: 28.07.15).
8. Алексеева, Т. А. Математическое моделирование случайных дорожных возмущений при исследовании динамики мобильных машин / Т. А. Алексеева // Науч.-техн. ведомости Санкт-Петербург гос. политехн. ун-та. Физ.-мат. науки. — 2015. — № 2 (218). — С. 118–122.
9. Жулай, В. А. Динамика дефектных карданных передач строительных и дорожных машин / В. А. Жулай, В. А. Козлов, А. Н. Щиенко // Изв. высш. учеб. заведений. Строительство. — 2008. — № 1. — С. 72–78.
10. Ли, С. В. Динамика многороторных рабочих органов строительно-дорожных машин / С. В. Ли, Г. М. Ахметов, М. Н. Есенгалиев // Труды университета / Карагандинский гос. техн. ун-т. — 2007. — № 3. — С. 67–68.
11. Плиев, С. Х. Расчет двухосной колесной машины на устойчивость против опрокидывания / С. Х. Плиев // Изв. Горского гос. аграрн. ун-та. — 2015. —Т. 52, № 1. — С. 124–127.
12. Прохорова, Е. В. Методика оценки устойчивости экскаватора, оборудованного быстросоединительным устройством / Е. В. Прохорова // Инновационные материалы, технологии и оборудование для строительства современных транспортных сооружений : междунар. науч.-практ. конф. / Белгородский гос. техн. ун-т им. В. Г. Шухова. — Белгород, 2013. — Т. II. —С. 180–185.
13. Плиев, С. Х. Расчет статической и динамической устойчивости трициклов / С. Х. Плиев, Т. Т. Агузаров // Изв. Горского гос. аграрн. ун-та. — 2014. — Т. 51, № 4. — С. 216–225.
14. Мандровский, К. П. Динамика и математическое моделирование движений машин при оценке устойчивости / К. П. Мандровский. — Москва : МАДИ, 2012. — 72 с.
15. Мандровский, К. П. Моделирование и оценка устойчивости самоходных машин / К. П. Мандровский. — Saarbrucken : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012. — 85 с.

References

1. Mandrovskiy, K.P. Sistemy monitoringa dorozhno-stroitel'nykh, transportnykh mashin i dorozhnykh pokrytiy. [Monitoring systems of road-building, transport vehicles and road surfaces.] Interstroymekh-2015: mat-ly mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. [Interstroymekh-2015: Proc. Int. Sci.-Eng. Conf.] Kazan, 2015, pp. 310–315 (in Russian).
2. Hiwase, P.-D., Raman, N.-S., Hajare, H.-V. The Role of Technical Audit in Environmental Impact Assessment. International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology, 2013, vol. 2 (3), pp. 664–669.

3. Srivastava S. B. Technical Audit — A Throughfare of System Perfection. International Journal of Scientific & Engineering Research, 2012, vol. 3 (1), pp. 98–110.

4. Vokina, E.B. Osnovy promyshlennogo i tekhnicheskogo audita. [Basic principles of industrial and technical audit.] Vestnik transporta Povolzhya, 2011, no. 5 (29), pp. 21–27 (in Russian).

5. Palkin, S.V. Tekhnicheskiy audit v sisteme menedzhmenta. [Technical audit in management system.] Railway Transport, 2009, no. 4, pp. 38–42 (in Russian).

6. EULER. Programmnyy kompleks avtomatizirovannogo dinamicheskogo analiza mnogokomponentnykh mekhanicheskikh sistem. [EULER. Software for automated dynamic analysis of multi-component mechanical systems.] Avtomekhanika CJSC. Available at: http://www.euler.ru/ (accessed: 28.07.15) (in Russian).

7. Simulink. Graficheskaya sreda imitatsionnogo modelirovaniya. [Simulink. Graphical simulation environment.] Softline. Available at: http://matlab.ru/products/simulink (accessed: 28.07.15) (in Russian).

8. Alexeeva, T.A. Matematicheskoe modelirovanie sluchaynykh dorozhnykh vozmushcheniy pri issledovanii dinamiki mobil'nykh mashin. [Simulation of occasional road disturbances for mobile vehicles dynamic studies.] St. Petersburg Polytechnic University Journal: Physics and Mathematics, 2015, no. 2 (218), pp. 118–122 (in Russian).

9. Zhulay, V.A., Kozlov, V.A., Shchienko, A.N. Dinamika defektnykh kardannykh peredach stroitel'nykh i dorozhnykh mashin. [The Dynamics of Defective Cardan Drives of Building and Road Machines.] News of higher educational institutions. Construction, 2008, no. 1, pp. 72–78 (in Russian).

10. Li, S.V., Akhmetov, G.M., Yesengaliev, M.N. Dinamika mnogorotornykh rabochikh organov stroitel'no-dorozhnykh mashin. [Dynamics of multiple-rotor working bodies of road construction machinery.] Karaganda State Technical University. University Proc., 2007, no. 3, pp. 67–68 (in Russian).

11. Pliev, S.Kh. Raschet dvukhosnoy kolesnoy mashiny na ustoychivost' protiv oprokidyvaniya. [Calculation for biaxial wheeled vehicle to rollover stability.] Journal of Proceedings of the Gorsky SAU, 2015, vol. 52, no. 1, pp. 124–127 (in Russian).

12. Prokhorova, E.V. Metodika otsenki ustoychivosti ekskavatora, oborudovannogo bystrosoedinitel'nym ustroystvom. [Valuation technique for stability of the excavator equipped with a quick coupling device.] Innovatsionnye materialy, tekhnologii i oborudovanie dlya stroitel'stva sovremennykh transportnykh sooruzheniy : mezhdunar. nauch.-prakt. konf. [Innovative materials, technologies and equipment for the construction of modern transport facilities: Int. Sc.-Pract. Conf.] Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, 2013, vol. II, pp. 180–185 (in Russian).

13. Pliev, S.Kh., Aguzarov, T.T. Raschet staticheskoy i dinamicheskoy ustoychivosti tritsiklov. [Calculation of static and dynamic stability of tricycles.] Journal of Proceedings of the Gorsky SAU, 2014, vol. 51, no. 4, pp. 216–225 (in Russian).

14. Mandrovskiy, K.P. Dinamika i matematicheskoe modelirovanie dvizheniy mashin pri otsenke ustoychivosti. [Dynamics and mathematical modeling of the machine movement when assessing sustainability.] Moscow: MADI, 2012, 72 p. (in Russian).

15. Mandrovskiy, K.P. Modelirovanie i otsenka ustoychivosti samokhodnykh mashin. [Simulation and stability rating of self-propelled vehicles.] Saarbrucken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2012, 85 p. (in Russian).

Поступила в редакцию 07.02.2015
Сдана в редакцию 09.02.2016
Запланирована в номер 23.03.2016